

УДК 621.515.003

doi: 10.20998/2078-774X.2017.11.09

**И. И. ПЕТУХОВ, Ф. Г. СОРОГИН, Ю. В. ШАХОВ, А. В. МИНЯЧИХИН**

## ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ГТП СЕМЕЙСТВА АИ-336 С РАСПЫЛИТЕЛЬНОЙ СИСТЕМОЙ ОХЛАЖДЕНИЯ ЦИКЛОВОГО ВОЗДУХА

**АННОТАЦИЯ** Распылительная система охлаждения (PCO) циклового воздуха наиболее приемлема для повышения эффективности газотурбинного привода (ГТП) семейства Д-336 и АИ-336 при высоких температурах окружающего воздуха. Определенные преимущества здесь имеют PCO входного воздуха на основе пневматических форсунок. В работе представлены результаты стендовых испытаний ГТП с такой PCO, в том числе на режимах "влажного" сжатия в компрессоре. Определены достижимые значения прироста мощности и эффективного КПД ГТП, влияние защитных сеток комплексного воздухоочистительного устройства на эти показатели, вклад увлажнения воздуха в значительный эмиссии окислов азота.

**Ключевые слова:** газотурбинный привод, распылительная система охлаждения, испытания, энергетическая эффективность.

***I. I. PETUKHOV, F. G. SOROGIN, Y. V. SHAKHOV, A. V. MINYACHIKHIN***

## POWER EFFICIENCY OF THE GAS TURBINE DRIVE OF AN AI-336 SET WITH THE SPRAYING-TYPE CYCLE AIR COOLING SYSTEM

**ABSTRACT** One of the main drawbacks of any gas turbine drive (GTD) is a decrease in its power and the effective efficiency with an increase in the ambient temperature. The air cooling eliminates to a great extent the above negative consequences. Spraying-type cooling systems (SCS) are considered to be the most promising choice from the available range of cooling systems, especially for the seasonal operation with regard to capital expenditures and operating costs. Pneumatic nozzles have certain advantages for them. An important condition for the realization of the SCS for many gas turbine drives including those of D-336 and AI-336 sets is the absence of any structural changes in their flow part. Therefore, this scientific paper studies the preliminary cycle air cooling system. At the same time "the wet compression" in the compressor is also possible for the drops sprayed prior to entering the gas turbine drive, when the conditions for their full evaporation have not been provided yet. The margins for the appropriate use of such modes of the evaporation cooling and their effect on the efficiency indices of the GTD cannot be defined carrying out no integrated rig tests. The values achieved for the gain in power and effective efficiency of the GTD, the influence of shield grids of complex air scrubber (CAS) on these indices and the contribution of air moistening to a reduction in the emission of nitrogen oxides were defined experimentally. The advantages and the areas for the use of SCS with the full evaporation of drops prior to entering the compressor have been substantiated.

**Key words:** gas turbine drive, spraying-type cooling system, tests, power efficiency and the emission.

## Введение

Конструктивное совершенство, высокая удельная мощность и маневренность, малый срок ввода в эксплуатацию и ряд других положительных качеств предопределили широкое использование ГТП и быстрый рост газотурбостроения в настоящее время. Расширяется применение ГТП в когенерационных и тригенерационных схемах, рассматриваются сложные и бинарные циклы. Но независимо от схемы все ГТП имеют общий недостаток – снижение энергетических показателей с ростом температура входного воздуха. В зависимости от типа ГТП падение мощности составляет 0,5...1,2 % номинальной, а эффективного КПД до 0,5 % (относительных) на каждый градус повышения температуры [1, 2]. Причем, большие значения отвечают ГТП, конвертированным из авиационных ГТД, например ГТП Д-336-2 [2].

Охлаждение циклового воздуха в значительной мере устраняет указанные негативные последствия [1–3 и др.]. Среди систем охлаждения, особенно при сезонном использовании, значительные преимущества по капитальным и эксплуатационным затратам имеют распылительные систе-

мы охлаждения (PCO) [1, 2]. Для их реализации необходима деминерализованная до 5...10 ppm вода, распыленная на капли, диаметр которых на входе в компрессор не должен превышать 25 мкм [4].

В случае РСО предварительного охлаждения с испарением всех капель до входа в компрессор ГТП потенциал охлаждения ограничен достижением температуры адиабатного увлажнения и существенно зависит от влажности исходного воздуха [1]. Кроме того, необходимо определенное время на испарение капель, что требует соответствующего удлинения воздухозаборного тракта [1, 5]. РСО «влажного» сжатия в этом смысле проще и не содержат также ограничений по параметрам исходного воздуха. Высокая температура в компрессоре позволяет испарить в воздух значительно больше жидкости [3, 4].

Однако при «влажном» сжатии в компрессоре возникает угроза эрозии лопаток и образования на них накипи, рассогласования режимов работы ступеней, за счет центробежных сил происходит значительная сепарация капель. Кроме того, с ростом расхода воды часть ее не успевает испаряться в проточной части компрессора и в виде

© И. И. Петухов, Ф. Г. Сорогин, Ю. В. Шахов, А. В. Минячихин, 2017

пленки сползає по його корпусу в камеру сгорання [4, 6]. Там жидкость испаряется, уменьшая КПД. Рациональное значение расхода воды, впрыскиваемой в компрессор, зависит от его конструкции и параметров рабочего процесса, места ввода капель. Так для газотурбинной установки ГТК-10-4 при впрыске воды за третью ступень оптимальной является доля воды 0,4 %, а при распыле перед компрессором 0,25 % от циклового воздуха [6]. В последнем случае прирост мощности составляет 6,2 %, а КПД около 1,6 % (относительных). Максимальное количество воды обычно не превышает 2,5 % от расхода воздуха [4].

Сложность процесса охлаждения при «влажном» сжатии в компрессоре не позволяет сформировать адекватных и универсальных методов его расчета. Поэтому достаточно распространены термодинамические модели, связывающие температуру и давление за компрессором или по его ступеням с долей испарившейся воды при «влажном» сжатии [3, 4]. Для их использования необходимы соответствующие экспериментальные данные и в этом смысле подход принципиально не отличается от политропного анализа [7].

От конструктивных и режимных параметров, в том числе и камеры сгорания, зависит и снижение эмиссии  $\text{NO}_x$  при впрыске воды или пара в проточную часть ГТП. Сам эффект отмечается многими исследователями испарительного охлаждения [6]. Однако признанные методы, количественно связывающие снижение эмиссии с долей и способом подачи в цикловой воздух распыленной воды, отсутствуют. Даже при исследовании только камеры сгорания эффект на единицу впрыскиваемой воды зависит от места и способа ввода, конструкции и режима работы камеры [8].

### Цель работы

Одним из важных условий реализации РСО для многих ГТП, в том числе семейства Д-336 и АИ-336, является отсутствие каких-либо конструктивных изменений в их проточной части. Поэтому в данной работе исследуется система предварительного охлаждения циклового воздуха. В то же время «влажное» сжатие в компрессоре возможно и при распыле капель до входа в ГТП, когда не обеспечены условия для их полного испарения. Границы целесообразного использования таких режимов испарительного охлаждения и их влияние на показатели эффективности ГТП не могут быть определены без комплексных стендовых испытаний. Важной задачей экспериментов является также оценка качества распыла воды и адекватности методов описания испарения капель, влияния защитных сеток в воздухозаборном тракте на эффективность охлаждения.

### Схема и основные элементы стенда

Исследование РСО с пневматическими форсунками выполнено в процессе испытаний серийного ГТП АИ-336-1-8 при наличии и отсутствии в комплексном воздухоочистительном устройстве (КБОУ) защитных сеток. Выбор в пользу пневматических форсунок связан с меньшим их количеством по сравнению с жидкостными, возможностью монтажа без загромождением воздухозаборного тракта, упрощением системы регулирования расхода впрыскиваемой воды, большей пригодностью при реконструкции КБОУ.

При сезонном охлаждении воздуха РСО с пневматическими форсунками предпочтительнее и с точки зрения капитальных затрат на единицу восстановленной мощности, а при рациональном отборе воздуха от компрессора низкого давления (КНД) удельный расход топливного газа практически совпадает с таковым для РСО с жидкостными форсунками [5]. Анализ технико-экономических показателей [5] учитывал полученные авторами экспериментальные данные о незначительном влиянии распыла на гидropотери в КБОУ и возможность использования для форсунок неохлажденного после отбора воздуха.

Схема установки для экспериментального исследования РСО в составе испытательного стенда СИГ-2 представлена на рис. 1. Базовые элементы не отличаются от использовавшихся ранее [9]. Установка состоит из блока пневматических форсунок БФ, установленных сразу за участком шумоглушения КБОУ, накопительного бака НБ, водяного насоса Н1, теплообменного аппарата ТА, фильтров грубой ФГО1) и тонкой ФТО1 очистки, трубопроводов, запорно-регулирующей арматуры и контрольно-измерительной аппаратуры.

Дистиллированная вода к форсункам подается насосом Н1 из накопительного бака НБ объемом  $0,5 \text{ м}^3$ . Расход воды регулируется вентилями ВР1 и ВР2. Воздух на форсунки отбирается от 4-й ступени компрессора высокого давления (КВД) и далее может охлаждаться водопроводной водой в теплообменном аппарате ТА. Расход сжатого воздуха регулируется дистанционно управляемой заслонкой ВР3.

Параметры циклового воздуха перед ГТП определяются в двух сечениях. На входе в КБОУ измеряется атмосферное давление (датчик РД0), относительная влажность и температура датчиками G0 и ТТ0 метеостанции типа *Atomic* W839110.

Далее входящими в состав системы автоматического управления ГТП четырьмя штатными термометрами ТТ3 измеряется температура циклового воздуха на входе в ГТП. Расход циклового воздуха вычисляется на основе типовых характеристик ГТП АИ-336-1-8 для конкретного режима его работы.

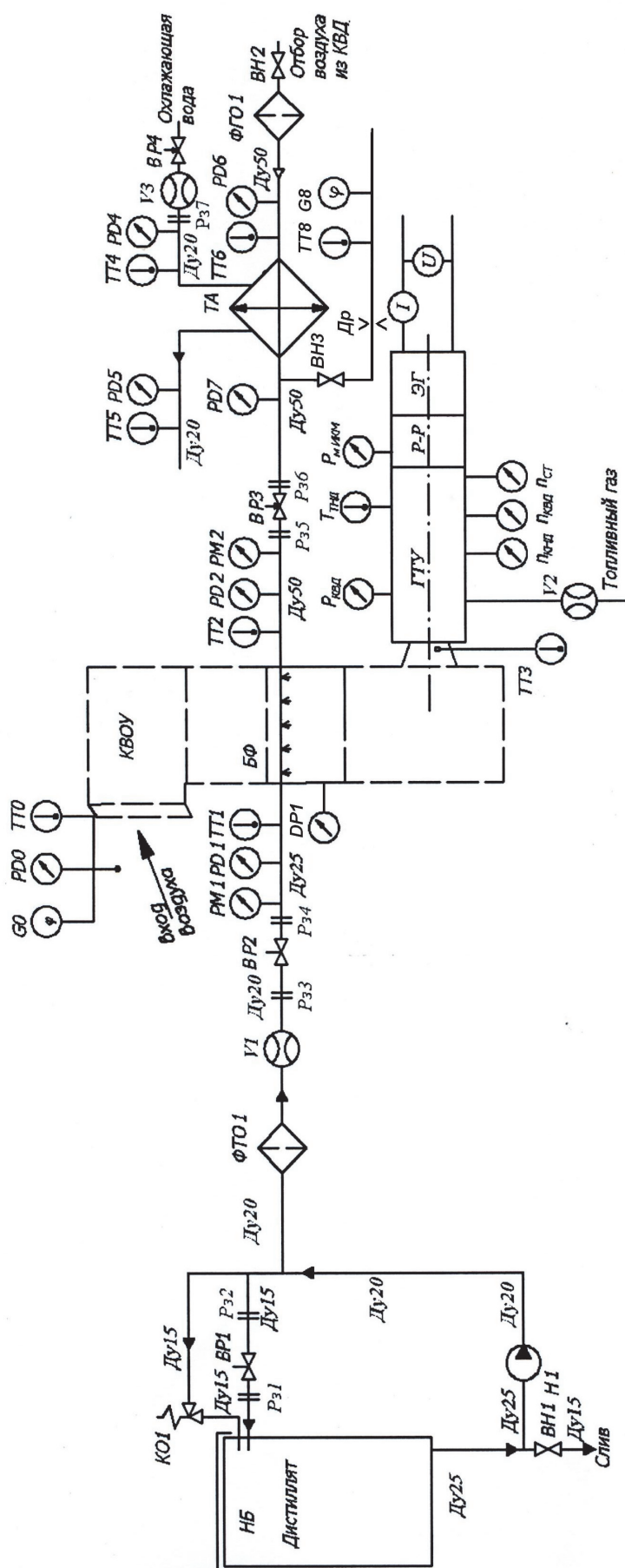


Рис. 1 – Распылительная система охлаждения в составе стенда для испытаний ГТД. DP – измеритель перепада давления; G – гигрометр; I – амперметр; PD – датчик давления; U – вольтметр; V – вольтовый; БФ – блок форсунок; ВН – вентиль запорный; ВР – вентиль регулирующий; ГТУ – газотурбинная установка; Др – дроссельная иайба; КВОУ – комплексное воздухоочистительное устройство; КО – клапан обратный; НБ – накопительный бак; Рз – разъем; Р<sub>квд</sub> – датчик давления за компрессором высокого давления (КВД); РМ – манометр; Р<sub>мизм</sub> – манометр измерителя крутящего момента; Р-Р – редуктор; ЭГ – электрогенератор; ТА – теплообменный аппарат; ТТ – термометр; Т<sub>нд</sub> – датчик температуры за турбиной низкого давления (ТНД); ФГО – фильтр грубой очистки; ФТО – фильтр тонкой очистки

Для измерения и регистрации параметров использовались как штатные элементы испытательного стенда, так и специальная информационно-измерительная система на основе оборудования фирмы ОВЕН. Она позволяет как визуализировать показания датчиков, так и записывать их на электронный носитель.

Основной результат испытаний РСО [9] состоит в том, что температура циклового воздуха перед входом в ГТП при распыле воды снижалась до температуры адиабатного увлажнения. Однако эффективность охлаждения собственно в РСО оценить затруднительно из-за наличия защитных сеток в нижней части КВОУ и непосредственно перед входом в ГТП. Осаждающаяся на них влага также участвует в процессе охлаждения циклового воздуха аналогично работе испарительных панелей.

Наличие сеток не позволило реализовать работу ГТП на режимах с «влажным» сжатием в компрессоре. Капли оседали на каркасе сетки и дополнительный расход воды на вход в ГТП не попадал. Избыточная вода далее стекала вниз в виде крупных капель или пленок и накапливалась на полу КВОУ [9].

Осаждение некоторой части капель на элементы конструкции КВОУ происходит всегда. Но при расходе капель превышающем расход  $G_{ж\text{ ад}}$ , отвечающий насыщению охлажденного воздуха парами воды, осаждающиеся капли не испаряются. Кроме того, при «влажном» сжатии в компрессоре часть капельной влаги отбрасывается на периферию и практически не участвует в испарительном охлаждении воздуха. В результате количество воды, попадающей в ГТП, может отличаться от подаваемого на форсунки.

Для нахождения расхода воды, испаряющейся в цикловой воздух, в экспериментах определяется его влагосодержание за четвертой ступенью КВД. С этой целью в части потока, отбираемого на форсунки, измеряются температура  $T_{т8}$  и относительная влажность  $G_8$  воздуха после охлаждения в теплообменнике ТА (см. рис. 1). Указанные параметры измерялись датчиками, входящими в состав метеостанций.

В ходе эксперимента информация с датчиков передавалась на соответствующих радиочастотах на метеостанцию, расположенную на пульте управления РСО. Погрешность измерения относительной влажности 3 %, температуры 0,2 К. Наиболее точные показания давал дистанционный датчик *La Crosse WSTX29DTH IT*, который далее установили в системе отбора сжатого воздуха.

При подготовке эксперимента реализовано также измерение разности атмосферного и статического давления в нижней части КВОУ вблизи створки. В экспериментах без сеток на полу КВОУ со стороны створок в герметичном боксе устанавливалась видеокамера, направленная на воздухо-

заборник ГТП. В верхней части КВОУ располагалась соответствующая подсветка. В ходе эксперимента на выходе выхлопной шахты измерялся концентрации окислов азота и углерода, доли кислорода, водорода и несгоревших углеводородов.

В остальном схема РСО и системы измерения не отличалась от описанной в [9]. В приведенных далее результатах обозначения параметров и нижние индексы соответствуют схеме на рис. 1. Индекс «0» отмечает параметры атмосферного воздуха (перед КВОУ), «3» – параметры перед входом в ГТП, «8» – в блоке измерения влагосодержания циклового воздуха, отбираемого на форсунки. Буквенные индексы отвечают параметрам ГТП, измеряемым штатной стендовой системой.

### Методика и результаты экспериментального исследования

Методика исследования ГТП с РСО не отличалась от изложенной в работе [1]. Из числа измеряемых параметров эффект охлаждения воздуха в РСО наиболее наглядно сказывается на входной температуре  $t_3$ , мощности ГТП  $N$  и температуре  $t_{тнд}$  после турбины низкого давления, которая идентифицирует температуру в камере сгорания. Температура  $t_{тнд}$  и мощность ГТП взаимосвязаны так, что при фиксированном значении одного из параметров при охлаждении циклового воздуха меняется другой. Поэтому были выполнены две серии экспериментов: при постоянной мощности ГТП (рис. 2) и при неизменной температуре  $t_{тнд}$  (рис. 3).

В обоих случаях температура  $t_3$  на входе ГТП при увеличении расхода распыливаемой воды уменьшается только при условии испарения капель в примыкающий воздух. Когда влажный воздух полностью насыщается парами воды дальнейшего снижения температуры  $t_3$  не происходит. Она соответствует температуре адиабатного увлажнения (мокрого термометра), которая далее обозначена как  $t_{0\text{ ад}}$ . Расход впрыскиваемой воды, обеспечивающий достижение этого состояния, обозначен как  $G_{ж\text{ ад}}$ .

При фиксированной мощности ГТП увеличение расхода воды через форсунки приводит к снижению температуры циклового воздуха по тракту ГТП, что видно, в частности, по температуре  $t_{тнд}$  (рис. 2б) На режимах с относительным расходом воды ниже  $G_{ж\text{ ад}}/G_{в}$ , когда возможно полное испарение капель до входа в ГТП, существенно снижается и температура  $t_3$  циклового воздуха на входе в ГТП. При этом реализуется полное испарение капель до входа в ГТП, что наблюдалось визуально и зафиксировано на видеофильме, где капли на входе в ГТП отсутствуют. Об этом свидетельствует также согласование расхода впрыскиваемой воды с расходом  $G_{ж\text{ ад}}$  при температуре

воздуха  $t_3$ , близкой температуре адиабатного увлажнения  $t_{0ад}$  (рис. 2а).

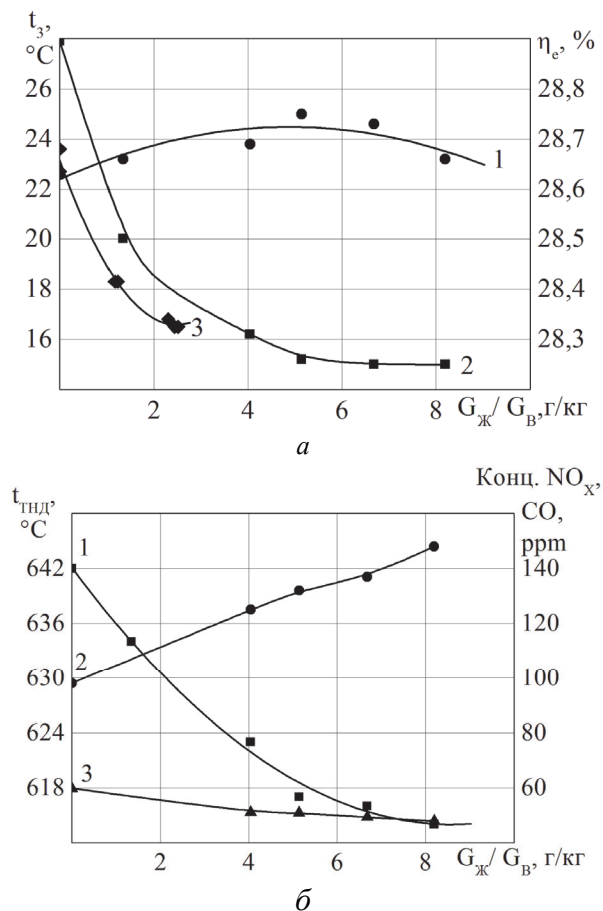


Рис. 2 – Влияние расхода воды на параметры рабочего процесса ГТП:  $N_{ГТП}=5,7$  МВт;  $t_{0ад}=15,3$  °C; а – 1 – КПД; 2, ■ –  $t_3$ ,  $G_{ж ад}/G_B = 4,5$  г/кг; 3, ◆ –  $t_3$ ,  $G_{ж ад}/G_B = 3,2$  г/кг, сетка в КВОУ; б – 1, ■ –  $t_{ТНД}$ ; 2, ● – конц. CO; 3, ▲ – конц. NOx.

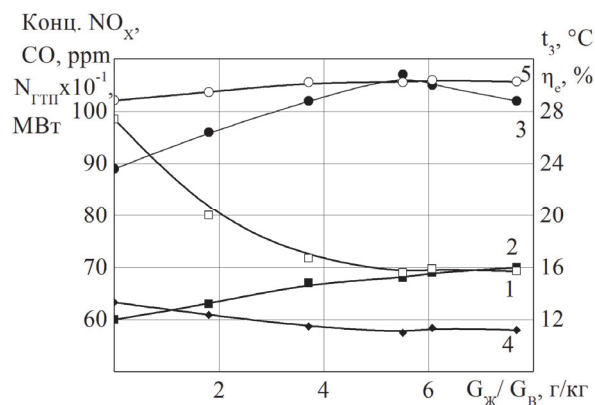


Рис. 3 – Влияние расхода воды на параметры рабочего процесса ГТП:  $t_{ТНД} = 650$  °C;  $t_{0ад} = 15,5$  °C;  $G_{ж ад}/G_B = 4,6$  г/кг; 1, □ –  $t_3$ ; 2, ■ –  $N_{ГТП}$ ; 3, ● – конц. CO; 4, ◆ – конц. NOx; 5, ○ – КПД

При дальнейшем увеличении расхода воды реализуются режимы «влажного» сжатия в компрессоре. Температура  $t_3$  потока на входе ГТП практически не меняется и отвечает температуре адиабатного увлажнения (рис. 2а). В КВОУ без сетки снижение температуры воздуха до входа в ГТП достигает 13 К, а коэффициент эффективности испарительного охлаждения [1]

$$\varepsilon = \frac{T_0 - T_3}{T_0 - T_{ад}}, \quad (1)$$

составляет 0,9...0,99. Здесь  $T_0$ ,  $T_3$  – температуры окружающего и охлажденного воздуха;  $T_{ад}$  – температура адиабатного увлажнения.

Многие КВОУ в том или ином виде содержат защитную сетку после системы шумоглушения. В стендовом КВОУ такая сетка установлена примерно в двух метрах после зоны распыла. Доля площади, перекрываемая нержавеющей проволокой сетки, составляет около 25 %. В экспериментах при наличии сетки значение температуры адиабатного увлажнения на входе в ГТП достигнуто не было, причем минимальный «недобор» по охлаждению составил около 1,5 К при уровне охлаждения воздуха 6...7 К (кривая 3 на рис. 2а). Основной причиной является осаждение капель на элементы сетки. В эксперименте визуальное зафиксировано достаточно интенсивное падение крупных капель с ее поверхности. Кроме того, коэффициент эффективности (1) для экспериментов с сеткой составил 0,71...0,76. Это отвечает доле площади проходного сечения сетки.

Режимы «влажного» сжатия исследованы при демонтированной сетке. При переходе к ним температура  $t_3$  потока на входе ГТП отвечает температуре адиабатного увлажнения и с ростом расхода воды практически не меняется (рис. 2а). На видео зафиксировано появление «тумана» мелких капель на входе в ГТП. Заметно снижается и темп падения температуры за турбиной низкого давления газогенератора  $t_{ТНД}$ . В области «влажного» сжатия в компрессоре она падает всего на 5...6 К при общем снижении за счет PCO около 28 К (рис. 2б).

В экспериментах с фиксированной температурой  $t_{ТНД}$  за счет PCO увеличивалась мощность ГТП при соответствующем росте расхода топливного газа. Характер изменения температуры воздуха  $t_3$  не отличается от рассмотренного выше (см. рис. 2а и 3). При распыле 0,26 кг/с воды ( $G_{ж}/G_B = 7,7$  г/кг) мощность удалось повысить на 1 МВт (рис. 3). При этом прирост мощности на режиме полного адиабатного увлажнения ( $G_{ж} = 0,15$  кг/с), когда все капли еще испаряются до входа в ГТП, составил 750 кВт. Добавка примерно такого же количества воды при «влажном» сжатии дает прирост около 250 кВт. Похожий результат по вкладу «влажного» сжатия получился и



для температуры  $t_{\text{ГТД}}$  в испытаниях при постоянной мощности ГТП (см. рис. 2а).

Наиболее просто объяснить эти результаты тем, что большая часть неиспарившихся в КВОУ капель не попадает на вход в ГТП. Такому выводу способствует и анализ разности  $(d_8 - d_0)$  значений влагосодержания воздуха, измеренных за компрессором ГТП и на входе в КВОУ (рис. 1). На режиме «влажного» сжатия эта разность примерно на 30 % меньше удельного расхода  $G_{\text{ж}}/G_{\text{в}}$  подаваемой в форсунки воды. Однако при таком объяснении на полы КВОУ за время такого режима должно было попасть не менее 60 л воды, что не наблюдалось в ходе испытаний.

Представляется, что основная причина заключается в сепарации части капель и образовании на корпусе компрессора жидкой пленки, которая далее сползает в камеру сгорания [4, 6]. Такой вывод подтверждает характер изменения КПД ГТП (рис. 2а, 3). Его рост возможен только за счет уменьшения работы сжатия в компрессоре, т.е. при снижении температуры воздуха до или в пределах компрессора при испарении влаги. Особенно наглядно это демонстрирует рис. 3.

В пользу сепарации капель как причины недобора влагосодержания  $d_8$  свидетельствует и характер изменения концентраций СО и  $\text{NO}_x$  при «влажном» сжатии (рис. 2б). Испарение воды в цикловой воздух уменьшает концентрацию оксидов азота (рис. 2б, 3). При этом более значим вклад снижения температуры в камере сгорания, а не ввод туда паров воды. В пользу этого вывода свидетельствует и рост концентрации СО при уменьшении доли  $\text{NO}_x$ .

### Термодинамика процесса охлаждения

Для оценки различий между процессами предварительного и межступенчатого испарительного охлаждения рассмотрим варианты их реализации для двухкаскадного компрессора. Процесс для потока в целом является адиабатным, но от места ввода и испарения капель зависит характер изменения параметров воздуха (рис. 4), а, следовательно, удельная работа сжатия и температура за компрессором. Представленные на рисунке изобары отвечают давлению атмосферного воздуха  $p_0$ , давлениям после КНД и после КВД. Приведенные на рисунке равновесные процессы соответствуют одинаковому количеству отведенной теплоты, т.е. одинаковой доле испаренной в воздух воды. Этому условию в  $T, s$ -диаграмме отвечает неизменная площадь под кривой любого из процессов. Например, площадь  $f-1a-1-h-f$  равна площади  $g-e-d-h-g$ .

Процесс  $1-2s$  без охлаждения воздуха дает наибольшие значения температуры и работы сжатия. Процесс  $1-1a-2a$  отвечает условию охлаждения воздуха до входа в компрессор. Температура и

работа сжатия здесь минимальны. При межкаскадном охлаждении воздуха « $d-e$ » температура  $T_{2b}$  и удельная работа сжатия имеют промежуточные значения.

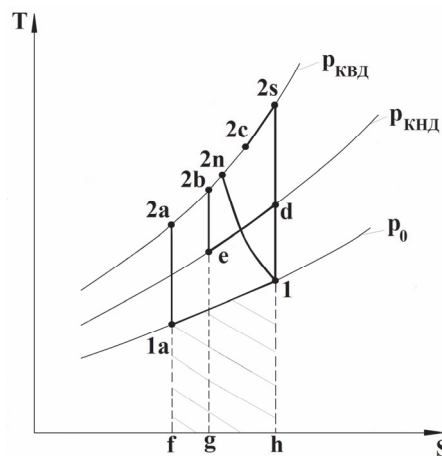


Рис. 4 – Процессы охлаждения воздуха

Формально охлаждение воздуха после компрессора « $2s-2c$ » также снижает температуру воздуха и позволяет ввести больше топлива в КС. Но работа компрессора в этом случае такая же, как для процесса  $1-2s$  без охлаждения.

Политропный процесс  $1-2n$  отвечает условию «влажного» сжатия в компрессоре, когда испаряющиеся капли присутствуют вплоть до выхода из КВД. При расчете этого процесса его теплоемкость принимали постоянной, что является хорошим приближением для реальных сред, а для идеального газа отвечает неизменному значению показателя политропы [7].

Выполненные расчеты рассмотренных процессов для компрессора со степенью повышения давления 4 в КНД и КВД при условии отвода 12 кДж/кг теплоты подтверждают изложенное выше. Указанное количество теплоты отвечает доле распыленной воды 0,5 % и снижению температуры около 12 К. При начальной температуре 300 К для сухого адиабатного сжатия воздуха  $T_{2s} = 662,4$  К. Другие температуры составляют:  $T_{2c} = 650,4$  К;  $T_{2n} = 645,4$  К;  $T_{2b} = 644,6$  К;  $T_{2a} = 636$  К. Удельная работа компрессора при охлаждении воздуха до входа снижается на 5 %, при промежуточном охлаждении на 1,8 %. Политропный процесс и по этому показателю близок к процессу с промежуточным охлаждением.

Таким образом, при условии полного испарения капель их предпочтительно вводить перед компрессором. При «влажном» сжатии в компрессоре температура воздуха и возможная доля испаряемой воды выше. Но удельный эффект охлаждения на единицу расхода воды здесь ниже. Например, чтобы для рассмотренных выше условий получить температуру за компрессором 636 К в процессе  $1-d-e-2b$  с межкаскадным охлаждением не-

обходимо отвести 18 кДж/кг теплоты, а не 12 кДж/кг, как при охлаждении воздуха перед компрессором. Это соответствует увеличению в 1,5 раза расхода распыливаемой воды.

### Основные результаты

Исследование РСО предварительного охлаждения с пневматическими форсунками для ГТП АИ-336-1-8, выполненное в процессе его стендовых испытаний при наличии и отсутствии в КВОУ защитных сеток, подтвердило возможность использования РСО в обоих случаях. Температура  $t_3$  на входе ГТП при увеличении расхода распыливаемой воды уменьшается до момента полного насыщения влажного воздуха ее парами. Полное испарение жидкости здесь подтверждается измерениями температуры охлажденного воздуха на входе в ГТП и видеосъемкой. До наступления этого момента коэффициент эффективности испарительного охлаждения (1) в отсутствие защитной сетки составлял 0,9...0,99. В экспериментах с сеткой его значение составило 0,71...0,76. Это отвечает доле площади проходного сечения сетки. При наличии сеток следует использовать только режимы с возможным полным испарением распыленных капель до входа в ГТП. На таких режимах экспериментальные значения температуры циклового воздуха, мощности и эффективного КПД удовлетворительно согласуются с рассчитанными на основе климатических характеристик базового ГТП.

При фиксированной температуре перед силовой турбиной впрыск воды в количестве 0,8 % от расхода циклового воздуха увеличивает выходную мощность ГТП на 17 %, а эффективный КПД до 5,4 % (относительных). При этом в области полного испарения капель, где относительный расход воды до 0,46 %, прирост составляет, соответственно 12,5 % и 4,8 %. В области «влажного» сжатия КПД растет при подаче дополнительно до 0,2 % расхода воды.

На режиме постоянной выходной мощности ГТП увеличение расхода воды через форсунки приводит к снижению температуры циклового воздуха по тракту ГТП, в том числе температуры  $t_{\text{нд}}$  перед силовой турбиной, измеряемой на стенде. При общем ее снижении за счет РСО около 28 К вклад «влажного» сжатия в компрессоре составляет 5...6 К, т.е. до 22 %. Эффективный КПД ГТП меняется незначительно (до 0,4 % относительных), имея оптимум в зоне перехода к режиму «влажного» сжатия в компрессоре.

Испарительное охлаждение до входа в компрессор и в процессе «влажного» сжатия по вкладу в снижение температуры за компрессором, повышение мощности и КПД ГТП не эквивалентны. Наряду с термодинамическими эффектами такой результат объясняется сепарацией части капель в

компрессоре и образовании на его корпусе жидкой пленки, вклад которой в испарительное охлаждение воздуха незначительный. Основное ее испарение происходит в камере сгорания. Такой вывод подтверждает характер изменения КПД ГТП при впрыске воды. Его рост возможен только за счет уменьшения работы сжатия в компрессоре, т.е. при снижении температуры воздуха до или в пределах компрессора при испарении влаги.

Характерная скорость сепарации капель в компрессоре зависит от их диаметра на его входе, который для РСО входного воздуха определяется долей неиспарившейся до входа воды. В этом случае указанная скорость пропорциональна  $\left( \frac{G_{\text{ж0}}/G_{\text{ж ад}} - 1}{G_{\text{ж0}}/G_{\text{ж ад}}} \right)^{2/3}$ . На основе экспериментальных

данных по КПД ГТП при «влажном» сжатии в компрессоре (рис. 2а и рис. 3) для таких РСО отношение начального расхода воды  $G_{\text{ж0}}$  к испаряемому расходу  $G_{\text{ж ад}}$  не должно превышать 1,5.

В пользу сепарации капель в компрессоре, а не в КВОУ как причины недобора влагосодержания  $d_8$  за компрессором свидетельствует и характер изменения концентраций  $\text{CO}$  и  $\text{NO}_x$  при «влажном» сжатии. Испарение накопившейся пленки в зоне камеры сгорания соответственно снижает температуру.

Рассмотренная термодинамическая модель охлаждения в компрессоре обосновывает отмеченные преимущества охлаждения воздуха до входа в ГТП. При фиксированной теплоте процесса, соответствующей адиабатному испарению в воздух 0,5 % воды, удельная работа двухкаскадного компрессора со степенью повышения давления 16 снижается на 5 % при охлаждении воздуха до входа и только на 1,8 % при межкаскадном охлаждении. Политропный процесс «однородного» испарительного охлаждения при «влажном» сжатии дает результат, близкий к межкаскадному охлаждению. Для получения одинаковой температуры за компрессором при межкаскадном охлаждении необходим в 1,5 раза больший расход распыливаемой воды.

### Выводы

Снижение удельной работы сжатия в компрессоре ведет к увеличению КПД ГТП, снижение температуры после компрессора позволяет ввести больше топлива и повысить мощность привода. Сочетание этих факторов повышает оба эти показателя. Поэтому при условии полного испарения капель их предпочтительно вводить перед компрессором, а при «влажном» сжатии поближе к его входу.

Ввод воды в цикловой воздух уменьшает концентрацию оксидов азота. При этом более значим вклад снижения температуры в камере сгора-

ния, а не ввод туда паров воды. На режиме постоянной мощности при вводе 0,8 % воды концентрация оксидов азота снизилась на 18 %, в том числе в области полного испарения капель на 12 %. На режимах с постоянной температурой снижение не превышает 8 %. В пользу вывода об определяющем влиянии температуры в камере сгорания свидетельствует и рост концентрации СО при уменьшении доли NO<sub>x</sub>. На режиме постоянной мощности он составил 44 %, в том числе в области полного испарения капель 26 %.

Важными для промышленного использования РСО являются экспериментально полученные результаты о незначительном (менее 30 Па) дополнительном гидравлическом сопротивлении при ее работе, о возможности использования в пневматических форсунках неохлажденного воздуха от компрессора и снижения его давления перед форсунками.

При разработке системы регулирования расхода воды необходимо учитывать температуру и влажность исходного воздуха, определяющие расход воды, который может испариться до входа в компрессор. Учитывая допустимость и некоторые преимущества небольшого превышения такого расхода, можно использовать темп снижения температуры  $t_3$  в качестве индикатора наступления режима «влажного» сжатия в компрессоре при реализации системы управления подачей воды. В этом случае данные о влажности атмосферного воздуха не обязательны и не нужны соответствующие номограммы, таблицы или алгоритмы расчета количества подаваемой воды.

#### Список литературы

- 1 **Chaker, M.** Inlet fogging of gas turbine engines: climatic analysis of gas turbine evaporative cooling potential of international locations [Электронный ресурс] / **M. Chaker, C. B. Meher-Homji** // Proc. of ASME TURBO EXPO 2002. June 3–6, 2002. – Amsterdam, The Netherlands. – Paper GT-2002-30559. – Режим доступа: <http://www.meefog.com/wp-content/uploads/wp-gt-30559-international-climatic-analysis-of.pdf>. – 23.06.2016.
- 2 **Петухов, И. И.** Эффективность газотурбинного привода с охлаждением циклового воздуха / **И. И. Петухов, А. В. Минячихин, Р. Л. Зеленский, П. Д. Жеманюк, Ф. Г. Сорогин, А. И. Таран** // *Авиационно-космическая техника и технология*. – Вып. 8. – 2004. – С. 13-15.
- 3 **Aghazeynali, Sepehr Sanaye Hossein Rezazadeh Mehrdad** Effects of Inlet Fogging and Wet Compression on Gas Turbine Performance / **Sepehr Sanaye Hossein Rezazadeh Mehrdad Aghazeynali, Mehrdad Samadi Daryoush Mehranian Mohammad Kazem Ahangaran** // *Proceedings of GT2006 ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea and Air* May 8-11, 2006, Barcelona, Spain GT2006-90719. – 8 p.
- 4 **Панін, В. В.** Реалізація «вологого стиснення» в газотурбінних двигунах / **В. В. Панін, М. О. Дикий, А. С. Соломаха, В. Г. Петренко** // *Авиационно-*

- космическая техника и технология. – 2013. – № 9 (106). – С. 226-229. – ISSN 1727-7337.
- 5 **Сорогин, Ф. Г.** К вопросу комплексной оценки эффективности ГТП с охлаждением циклового воздуха / **Ф. Г. Сорогин, П. Д. Жеманюк, В. П. Трофимов, Ю. В. Шахов, И. И. Петухов** // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2016. – № 4(131). – С. 25-33. – ISSN 1727-7337.
- 6 **Беркович, А. Л.** Впрыск воды в компрессор газотурбинной установки ГТК-10-4 / **А. Л. Беркович, В. Г. Полищук, Е. М. Канащенко** // *Компрессорная техника и пневматика*. – 2007. – № 6. – С. 36-39.
- 7 **Петухов И. И.** Критерии эффективности процесса сжатия реального газа в неохлаждаемом компрессоре / **И. И. Петухов, А. В. Минячихин, В. П. Парафейник** // *Проблемы машиностроения*. – 2009. – Т. 12, №5. – С. 72–81.
- 8 **Мингазов, Б. Г.** Исследование эмиссии токсичных веществ при впрыске воды в камеру сгорания / **Б. Г. Мингазов, Т. Х. Мухаметгалиев** // *Вестник Самарского гос. аэрокосм. ун-та*. – 2011. – № 5(29). – С. 203–207. – ISSN 2542-0453.
- 9 **Сорогин, Ф. Г.** Экспериментальное исследование распылительной системы охлаждения циклового воздуха ГТП / **Ф. Г. Сорогин, П. Д. Жеманюк, В. П. Трофимов, Ю. В. Шахов, И. И. Петухов, А. В. Минячихин** // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2015. – № 8(125). – С. 70–74. – ISSN 1727-7337.

#### Bibliography (transliterated)

- 1 **Chaker M. and Meher-Homji C. B.** (2002), "Inlet fogging of gas turbine engines: climatic analysis of gas turbine evaporative cooling potential of international locations", *Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002*. June 3-6, 2002, Amsterdam, The Netherlands, Paper GT-2002-30559, available at: <http://www.meefog.com/wp-content/uploads/wp-gt-30559-international-climatic-analysis-of.pdf> (accessed 23 June 2016).
- 2 **Petukhov, I. I., Minyachikhin, A. V., Zelenskiy, R. L., Zhemanyuk, P. D., Sorogin, F. G. and Taran, A. I.** (2004), "Effektivnost gazoturbinnogo privoda s ohlazhdeniem tsiklovogo vozduha [The gas turbine drive efficiency with cyclic air cooling]", *Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija [Aerospace Technic and Technology]*, No. 8, pp. 13–15.
- 3 **Sepehr Sanaye Hossein Rezazadeh Mehrdad Aghazeynali and Mehrdad Samadi Daryoush Mehranian Mohammad Kazem Ahangaran** (2006), "Effects of Inlet Fogging and Wet Compression on Gas Turbine Performance", *Proceedings of GT2006 ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea and Air* 8-11 May 2006, Barcelona, Spain GT2006-90719, 8 p.
- 4 **Panin, V. V., Dikiy, M. O., Solomakha, A. S. and Petrenko V. G.** (2013), "Realizatsiya "volohoho stysnennya" v hazoturbinnnykh dyvgunakh [Implementation of "wet compression" in gas turbine engines]", *Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija [Aerospace Technic and Technology]*, No. 9/106, pp. 226-229, ISSN 1727-7337.
- 5 **Sorogin, F. G., Zhemanyuk, P. D., Trofimov V. P., Shakhov, Y. V. and Petukhov I. I.** (2016), "K voprosu kompleksnoy otsenki effektivnosti GTP s ohlazhdeniem tsiklovogo vozduha [The gas-turbine drive with cyclic air cooling efficiency integrated evaluation problem]",



- Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija [Aerospace Technic and Technology]*, No.4/131, pp. 25–33, ISSN 1727-7337.
- 6 **Berkovich, A. L., Polishchuk, V. G. and Kanashenko, E. V.** (2007), "Vпрыск воды в компрессор газотурбинной установки GTK-10-4 [The water injection into GTK-10-4 gas turbine unit compressor]", *Kompressorная техника i pnevmatika [Compressor equipment and pneumatics]*, No. 6, pp. 36–39.
  - 7 **Petukhov, I. I., Minyachikhin, A. V., and Parafeinik, V. P.** (2009), "Kriterii effektivnosti protsesssa szhatiya realnogo gaza v neohlazhdaemom kompressore [Efficiency criteria of the real gas compression process in uncooled compressor]", *Problemyi mashinostroeniya [Mechanical engineering problem]*, Vol. 12, No. 5, pp. 72–81.
  - 8 **Mingazov, B. G. and Mukhametgalkiev, T. H.** (2011), "Issledovanie emissii toksichnykh veshchestv pri vпрыске vodyi v kameru sgoraniya [Toxic substances emission investigation at the water injection into the combustion chamber]", *Vestnik Samarskogo gos. aerokosm. un-ta [Vestnik of the Samara State Aerospace University]*, No. 5/29, pp. 203–207, ISSN 2542-0453.
  - 9 **Sorogin, F. G., Zhemanyuk, P. D., Trofimov V. P., Shakhov, Y. V., Petukhov I. I. and Minyachikhin, A. V.** (2015), "Eksperimentalnoe issledovanie raspylitelnoy sistemyi ohlazhdeniya tsiklovogo vozduha GTP [Experimental investigation of the gas turbine unit cyclic air spray cooling system]", *Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija [Aerospace Technic and Technology]*, No. 8/125, pp. 70–74, ISSN 1727-7337.

#### Сведения об авторах (About authors)

**Петухов Илья Иванович** – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры аэрокосмической теплотехники, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт»; г. Харьков, Украина; e-mail: ilya2950@gmail.com, ORCID 0000-0002-0645-7912.

**Petukhov Ilya Ivanovich** – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, Associate Professor, Department of aerospace thermal engineering, National Aerospace University named after N. Y. Zhukovsky "Kharkov Aviation Institute"; Kharkiv, Ukraine.

**Сорогин Федор Геннадиевич** – зам. главного конструктора Управления главного конструктора, АО «Мотор-Сич», Запорожье, Украина; e-mail: sku@motorsich.com.

**Sorogin Fedor Gennadiyevich** – design manager Deputy UGK of MOTOR SICH JSC, Zaporozhye, Ukraine.

**Шахов Юрий Васильевич** – ассистент кафедры аэрокосмической теплотехники, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт»; г. Харьков, Украина; e-mail: k205@mail.ru, ORCID 0000-0003-1228-981X.

**Shakhov Yuriy Vasilevich** – assistant of Department of aerospace thermal engineering, National Aerospace University named after N. Y. Zhukovsky "Kharkov Aviation Institute"; Kharkiv, Ukraine.

**Минячихин Артем Владимирович** – младший научный сотрудник кафедры аэрокосмической теплотехники, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт»; г. Харьков, Украина; e-mail: artemtch@gmail.com.

**Minyachikhin Artjem Vlaimirovich** – junior researcher of Department of aerospace thermal engineering, National Aerospace University named after N. Y. Zhukovsky "Kharkov Aviation Institute"; Kharkiv, Ukraine.

*Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:*

**Петухов, И. И.** Энергетическая эффективность ГТП семейства АИ-336 с распылительной системой охлаждения циклового воздуха / **И. И. Петухов, Ф. Г. Сорогин, Ю. В. Шахов, А. В. Минячихин** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 11(1233). – С. 55–63. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.11.09.

*Please cite this article as:*

**Petukhov, I. I., Sorogin, F. G., Shakhov, Y. V. and Minyachikhin, A. V.** (2017), "Power Efficiency of the Gas Turbine Drive of an AI-336 set with the Spraying-Type Cycle Air Cooling System", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 11(1233), pp. 55–63, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.11.09.

*Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:*

**Петухов, І. І.** Енергетична ефективність ГТП родини АІ-336 з розпилювальною системою охолодження циклового повітря / **І. І. Петухов, Ф. Г. Сорогін, Ю. В. Шахов, А. В. Минячихин** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 11(1233). – С. 55–63. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.11.09.

**АНОТАЦІЯ** Розпилювальна система охолодження (PCO) циклового повітря найбільш прийнятна для підвищення ефективності ГТП родини Д-336 і АІ-336 при високих температурах навколишнього повітря. певні переваги тут мають PCO входного повітря на основі пневматичних форсунок. У роботі представлені результати стендових випробувань ГТП з такою PCO, в тому числі на режимах вологого стиснення в компресорі. Визначено досяжні значення приросту потужності і ефективного ККД ГТП, вплив захисних сіток КВОУ на ці показники, внесок зволоження повітря в зниженні емісії окислів азоту.

**Ключові слова:** газотурбінний привід, розпилювальна система охолодження, випробування, енергетична ефективність, емісія.

Поступила (received) 08.02.2017